

VIBRAÇÃO AUTOEXCITADA DA UNIDADE GERADORA 3 DA UHE FURNAS

Emerson Eduardo de Castro; Carlos Barreira Martinez

RESUMO – Unidades hidrogeradoras são estudadas/consideradas em seus cálculos e projetos como de eixo rígido, uma vez que sua velocidade tangencial/rotação nominal é muito menor que sua velocidade crítica. Mesmo na condição adversa mais severa (velocidade de disparo) não atingem esta velocidade crítica que, comumente, corresponde ao primeiro modo natural de flexão. Porém, mesmo que raramente, há casos nos quais forças de origem hidráulica podem induzir vibrações autoexcitadas, como é o caso aqui tratado. Este tipo de fenômeno provoca uma condição tão severa que, durante sua permanência, impede a operação segura da unidade geradora na faixa de carga em que a vibração se manifesta. Com os antecedentes históricos, a análise e a solução adotada para eliminar a fonte excitadora da vibração da Unidade Geradora 1 concluiu-se que o aumento da passagem de água entre os labirintos da turbina Francis foi o causador da vibração autoexcitada.

ABSTRACT– Hydrogenerator units are studied/considered in their calculations and designs as rigid shafts, since their tangential speed/rated rotation is much lower than their critical speed. Even in the most severe adverse condition (firing speed) they do not reach this critical speed, which commonly corresponds to the first natural mode of flexion. However, even if rarely, there are cases in which forces of hydraulic origin can induce self-excited vibrations, as is the case here. This type of phenomenon causes such a severe condition that, during its permanence, it prevents the safe operation of the generating unit in the load range in which the vibration occurs. With the historical background, the analysis and the solution adopted to eliminate the excitation source of the vibration of the Generator Unit 1, it was concluded that the increase in the water passage between the Francis turbine labyrinths was the cause of the self-excited vibration.

Palavras-Chave – Vibração, turbina, operação

1- INTRODUÇÃO

Conforme Muller et al. (2003), os limites para a operação de turbinas hidráulicas são demonstrados na curva de colina. A curva de colina é um diagrama que demonstra a relação entre vários parâmetros, como a vazão, potência, eficiência, queda e outros conforme figura 1. Ela é elaborada por medições em um modelo reduzido da turbina.

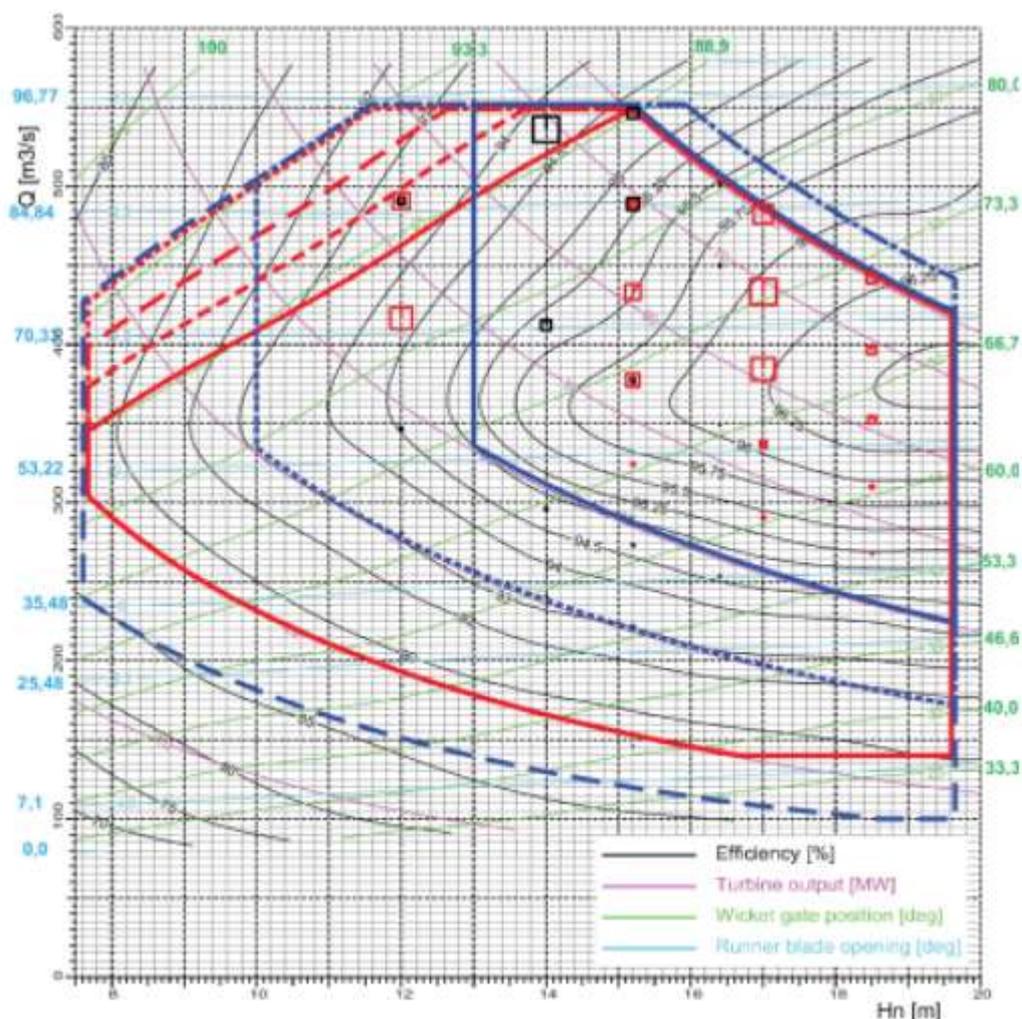


Figura 1: Curva de colina – Lavrador Et al. (2017)

É função da equipe de operação da Usina Hidrelétrica garantir que esses limites operacionais sejam obedecidos. Macintyre (1983) demonstra que, não extrapolando esses limites, a possibilidade de ocorrência de vibrações excessivas, fora dos parâmetros seguros de operação, é muito remota.

Para Mabie e Ocvirk (1967), a vibração proveniente do fluxo pode se manifestar de três maneiras. Primeiro a vibração forçada é proporcional à velocidade do escoamento e pela grande

diferença entre as frequências das forças hidráulicas de excitação e as frequências naturais das estruturas sujeitas ao fluxo, normalmente, não é causadora de problemas. No segundo caso, a frequência do fluxo, escoando numa determinada velocidade é modulada pela formação de excitações hidráulicas bem definidas periodicamente, quando essa coincide com alguma frequência natural da estrutura, estas entram em ressonância. Terceiro, a vibração autoexcitada ocorre quando a força hidráulica é capaz de excitar a velocidade crítica do eixo. A vibração mecânica se torna tão intensa que se “acopla” com as excitações hidráulicas destas frequências causando o efeito chamado de *lock-in*. Com a predominância desse efeito, mesmo quando há variação da velocidade de escoamento, não ocorre a dessintonização da velocidade crítica das forças periódicas de excitação hidráulica.

De acordo com Hartog (1976), o fenômeno da vibração autoexcitada se apresenta como uma vibração livre com amortecimento negativo, mas de pequeno valor. Para os casos práticos de engenharia, isto significa dizer que a frequência da vibração autoexcitada é a frequência natural do sistema.

Assim como em Silva et al. (1991) o objetivo do trabalho é encontrar a causa raiz da vibração autoexcitada ocorrida na Unidade Geradora 1 da Usina de Furnas que causou restrição operativa por um período prolongado, pois a solução aplicada nas demais máquinas não se apresentou efetiva nesta unidade.

2- CASO USINA DE FURNAS

A UHE Furnas, situada no rio Grande, foi uma das primeiras grandes usinas hidrelétricas construídas no Brasil no final dos anos de 1950 e início de 1960. Até meados da década de 60, as unidades 1 a 6 já estavam em operação. As unidades 7 e 8 somente integraram o sistema elétrico brasileiro em meados da década de 70. A capacidade total de geração da planta é de cerca de 1.216 MW, ou seja, 152 MW por unidade.

Vale ressaltar que as turbinas 1 a 4 são idênticas e possuem sistema de rebaixamento (podem funcionar como compensador síncrono). As turbinas 5 e 6 diferem das quatro primeiras apenas pelo fato de não possuírem essa funcionalidade. Já as turbinas 7 e 8 tem projeto diferente, sendo inclusive de outro fabricante.

A partir de 2005, estas unidades geradoras começaram a ser modernizadas, em um processo que incluía a desmontagem total das máquinas. Iniciou-se a obra pela unidade 6, em seguida a UG5 e na sequência das demais até a UG1.

Portanto a quarta unidade geradora modernizada em seu retorno à operação, em novembro de 2010, após a modernização e depois de uma parada por um período de um ano, a UG3 passou a apresentar uma vibração muito intensa a partir de cerca 140 MW. Tal fato levou ao impedimento de operá-la em cargas acima deste valor. Após intensa investigação, descobriu-se que esse problema já havia se manifestado na UG4 da mesma usina no início dos anos 80. Na época a solução encontrada foi o alinhamento dos anéis de desgaste fixos e móveis da turbina, chamado de embutimento.

3- DADOS TÉCNICOS

Na tabela 1 apresentam-se os dados do gerador.

Tabela 1 – Dados do Gerador.

Fabricante	Siemens
Potência aparente	160 MVA
Potência ativa	152 MW
Faixa de Tensão	15,0 kV \pm 5%
Fator de potência	0,95
Corrente nominal	6160 A
Frequência nominal	60 Hz
Número de pólos	48
Sentido de rotação	Anti horário

Na tabela 2 estão os dados da turbina.

Tabela 2 – Dados da Turbina Francis.

Fabricante	Nohab
Queda nominal	94 m
Potência nominal	155 MW
Vazão nominal	243 m ³ /s
Rotação nominal	150 rpm
Velocidade de disparo	282 rpm
Nível de montante máx. operacional	768 m
Nível de montante min. Operacional	750 m

4- HISTÓRICO DE OCORRÊNCIAS

4.1 - UG04 - O primeiro registro de vibração ocorreu em 1981, logo após a remontagem completa da UG04, depois de um reparo por esmerilhamento do anel de desgaste inferior localizado no aro de saída. Na ocasião, a vibração se manifestava em potências superiores a 140 MW e tinha frequência da ordem de 9.7 Hz. A máxima potência de geração desta UG foi restrita, então a 150 MW. De acordo

com o relato, o fenômeno provocava um aumento significativo das oscilações de pressão medidas na tampa da turbina e influía nos valores de oscilação de eixo. Visando atenuar o problema, foi realizada uma correção no embutimento das partes rotativas com o objetivo de, em operação, garantir o valor de projeto e assegurar o alinhamento dos canais usinados dos labirintos do rotor e do centro magnético dos polos e estator do gerador. Para isso, a UG foi rebaixada em 3 mm conforme Figura 2. Esta alteração não eliminou completamente o fenômeno de vibração. Em 1987, Furnas realizou o tamponamento parcial dos furos de alívio de pressão do cubo do rotor Francis. Esta restrição provoca a elevação de pressão na tampa da turbina e conseqüentemente um aumento de temperatura de cerca de 2 graus no mancal escora, porém sem causar nenhuma anormalidade funcional da unidade geradora. Com esta ação realizada por Furnas na década de 80 a UG04 voltou a sua plena carga sem apresentar vibrações autoexcitadas.

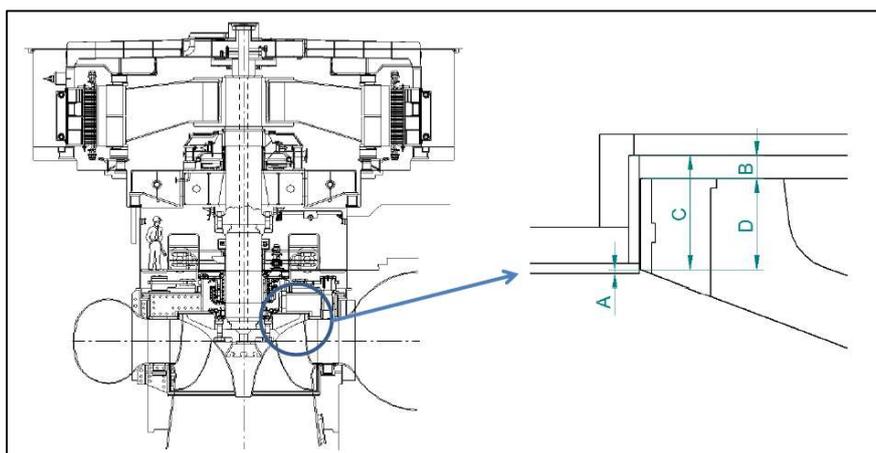


Figura 2 – Definição dos parâmetros para medição/correção do embutimento – Fonte: Acervo biblioteca de Furnas

4.2 - UG03 - No retorno da modernização efetuada pelo Consórcio Empresarial da Modernização de Furnas (CEMF) em setembro de 2010, a UG03 passou a apresentar uma vibração muito intensa para geração acima de 140 MW. Após vários testes e estudos, Furnas apresentou o relatório acerca deste mesmo fenômeno ocorrido na UG04 nos anos 80. Com base neste histórico, FURNAS solicitou que fosse adotada a mesma solução na UG03, ou seja, a alteração dos furos de alívio de pressão do cubo do Rotor Francis. Nesta operação foram completamente tamponados quatro furos e os demais tiveram sua seção transversal restrita a um círculo com 90 mm de diâmetro, através da instalação de placas de orifício, conforme Figura 3. Esta solução foi efetiva em eliminar a

ocorrência do fenômeno. Com essa intervenção, a operação comercial da UG03 foi liberada sem restrições operativas, já que a ocorrência das vibrações autoexcitadas não foi mais observada.

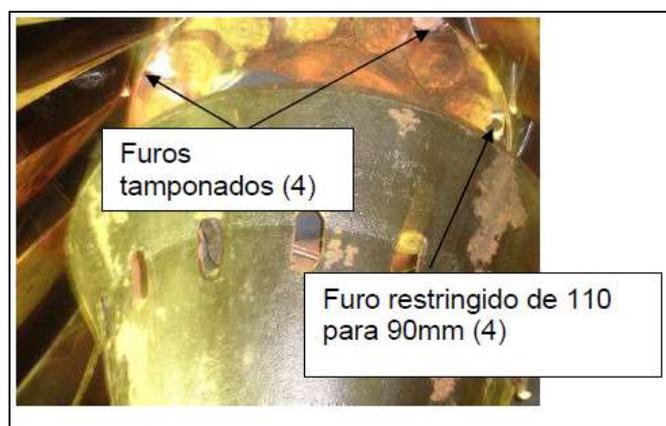


Figura 3 – Tamponamento total e parcial dos furos de alívio elevou a pressão – Fonte: Manual comissionamento Furnas

4.3 - UG02 - Durante os testes de comissionamento, realizados após a modernização da UG02, não foram observadas vibrações autoexcitadas, entretanto em ensaios posteriores executados juntamente com o Operador Nacional do Sistema, estas vibrações se manifestaram. Foi implementada então, a mesma solução adotada nas UGs 03 e 04, ou seja, o tamponamento total de quatro furos de alívio de pressão no cubo do rotor Francis e a restrição da seção transversal dos quatro furos restantes. Após esta modificação, o fenômeno em questão não foi mais observado.

4.4 - UG01 - Após a modernização e testes na UG01, concluídos em meados de 2013, foram observadas vibrações autoexcitadas durante os ensaios de tomada de carga. Diversas foram as tentativas realizadas desde então para a eliminação completa do fenômeno. A UG01 entrou em operação comercial em 18/08/2013 com restrição de máxima potência em 100 MW.

5- SOLUÇÃO PARA UG 01

O Rotor Francis das UGs 01 a 06 possui oito furos de alívio de pressão na região do cubo de diâmetro nominal 110 mm. Como já mencionado, a obstrução da passagem de água através destes furos, operação definida como “tamponamento”, foi efetiva para a redução do nível de vibrações e de oscilações de pressão na tampa da turbina nas UG’s 4, 3 e 2. Seguindo a referência das demais UG’s, quatro furos foram completamente obstruídos e os quatro remanescentes tiveram a área de passagem

modificada por meio de placas de orifício com diâmetros de 90 também na UG 1. Porém não foi eliminado o problema. Com o resultado negativo, em sequência esses mesmos diâmetros foram alterados para 79, 73 e 69 mm. Porém essas alterações não se mostraram eficazes. Esse fato mostrou que a solução deveria partir para outra direção.

Em seguida foram feitas as seguintes tentativas:

- . Alterações no embutimento (alinhamento dos anéis de desgaste);
- . Abertura da válvula de resfriamento dos anéis de desgaste com UG em altas cargas;
- . Injeção forçada de ar comprimido pelas válvulas de injeção de ar de rebaixamento;
- . Alteração das medidas de *run out* da unidade geradora para os valores encontrados no descomissionamento, mesmo que estes estavam fora dos limites de norma.

Essas tentativas perduraram de maio de 2013 a abril de 2015, período no qual a unidade geradora ficou restrita a uma operação com carga máxima de 100 MW, ou seja, uma perda de 52 MW ou, 34% de redução de sua capacidade produtiva.

Em 2015, foi sugerida pelo fabricante da turbina a instalação de anteparos entre o rotor Francis e o tubo de sucção, conforme Figura 4, com folga axial de 7.5 mm.

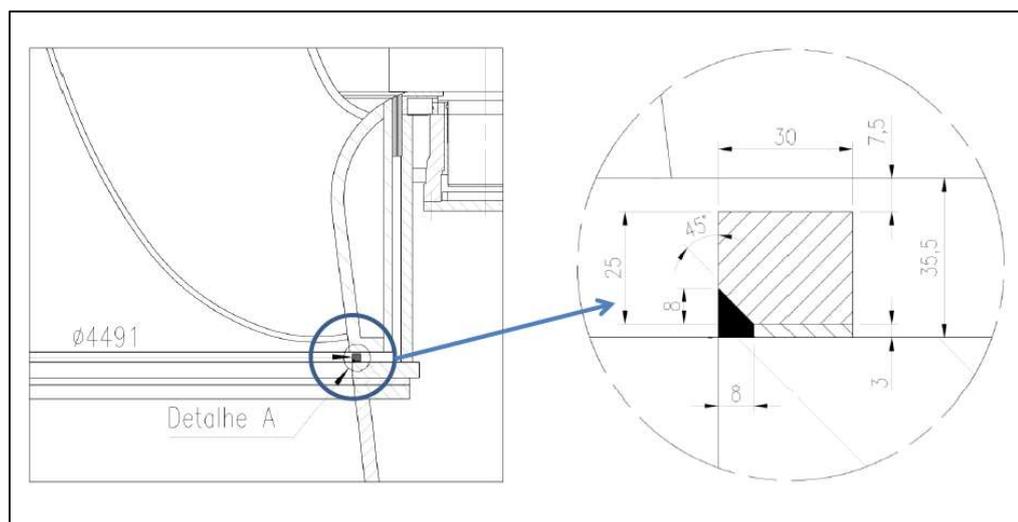


Figura 4 – Detalhe do anteparo instalado na região de saída do rotor Francis – Fonte: Acervo biblioteca de Furnas

Essa configuração com o anteparo instalado modificou a faixa na qual a vibração aparecia, mostrando que o mesmo influenciou no comportamento da turbina, porém ainda não a eliminou. Em

seguida foi alterada a dimensão do anteparo de modo que a folga axial entre ele e a turbina, anteriormente de 7,5 mm, ficou em 13,7 mm. Na rodada seguinte não houve registro da vibração.

Em sequência foram realizados vários testes na unidade geradora, sendo realizado praticamente um novo comissionamento e as condições operacionais se mostraram seguras, liberando assim a unidade geradora para operação comercial sem restrições.

6- CONCLUSÕES

Os resultados apresentados neste trabalho demonstram que as vibrações observadas na unidade geradora 01 da UHE Furnas, em certas regiões de operação, são da mesma natureza que aquelas já registradas no passado nas unidades geradoras 02, 03 e 04.

Tendo em vista que a causa raiz desta vibração ainda não havia sido identificada, foram realizadas diversas tentativas empíricas no sentido de identificar a causa ou de reduzir as vibrações da máquina de modo a permitir sua operação contínua e segura em toda a faixa operativa.

Nessa investigação foi utilizada, inclusive, a experiência adquirida nos trabalhos realizados nas unidades geradoras 02, 03 e 04, sendo que as principais modificações avaliadas foram:

- . Alteração de “run-out” e verticalidade da unidade geradora;
- . Modificação da seção dos furos de alívio no cubo do rotor Francis;
- . Alteração no posicionamento vertical das partes rotativas, conhecido como “embutimento”;
- . Drenagem parcial da água entre o rotor Francis e a tampa da turbina;
- . Injeção de ar comprimido abaixo da tampa da turbina através do sistema de rebaixamento.
- . Instalação de anteparos entre o rotor Francis e o tubo de sucção

Dentre as intervenções acima mencionadas, as únicas que resultaram em um aumento efetivo da faixa operativa da unidade geradora foram a redução da área dos furos de alívio de pressão no cubo do rotor e a instalação de anteparos entre o rotor Francis e o tubo de sucção. Essas duas intervenções reduzem a vazão de água entre os labirintos dos anéis de desgastes fixo e móvel.

Os ensaios realizados entre dezembro de 2014 e novembro de 2015, permitiram avaliar que o fenômeno está relacionado ao escoamento de água pelos labirintos do rotor e que a instalação de

anteparos entre o rotor Francis e o tubo de sucção fizeram com que o mesmo não fosse mais observado.

A experiência vivida nessa busca da solução do problema mostra que, em caso de desmontagem total de um hidrogerador, o preenchimento dos protocolos dimensionais da máquina requer atenção especial, uma vez que qualquer variação nas mesmas pode causar sérios problemas durante a remontagem, levando a dificuldades no retorno a operação segura da unidade geradora acarretando prejuízos na garantia de sua disponibilidade operacional.

Cabe como curiosidade e motivação para mais estudos/pesquisas, o porquê de quatro unidades geradores idênticas apresentarem o mesmo comportamento operacional indesejado após desmontagens mas responderam de maneiras diferentes a mesma solução aplicada.

7- REFERÊNCIAS

Hartog, J. P.D., Mecânica de las Vibraciones, Cuarta Edición, Compañia, Editorial Continental S.A., Nova York, 1976

Lavrador, F. L.; Coelho, C. J.; Silva, D. F. C. “*Geração de Curva de Colina para Turbina Hidrelétrica Usando Rede Neural Artificial*”, IEEE Transactions and Journals, 2017.

Macintyre, A. J. Máquinas Motrizes hidráulicas. Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1983.

Mabie, H. H., Ocvirk, F. W. “*Mecanismos e Dinâmica das Máquinas*”, Livro Técnico S. A. e Editora da Universidade de São Paulo, 1967

Muller, F.; Bertol, R. E.; Rosa, L. G. O.; Levis, F. D.; Stahlhoefer, M.; Carvalho, M. C. “*Análise da influência da hidrologia e do número de unidades no rendimento médio ponderado*,” in Anais do XVII SNPTEE, Uberlândia, 2003.

Silva, J. R., Farias, L. E., Peres, A. P. “*Vibração de Origem Hidráulica em Turbinas Francis*” in Anais do XI SNPTEE, Rio de Janeiro, 1991.